

* NOTICES *

JPO and NCIP are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

JP 06-39109 B

Oct 12, 1994

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Utility model registration claim]

[Claim 1] In trochoid form inscribed gearing Rota for a pump or motors where an inner rotor is designed based on the diameter A of a base circle, *****B, the locus circle diameter C, and the item eccentricity e Becoming When the maximum gap between addenda in both Rota at the time of inner rotor forcing of as opposed to an outer rotor for the tooth curve of an outer rotor is set to t, Inscribed gearing Rota characterized by approximating that radii are also about the envelope of the inner rotor tooth curve group which B/A rotation was carried out [group] and made the inner rotor make so that an inner rotor core may carry out the circle top of the diameter of $(2e+t)$ 1 round.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIP are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed explanation of a design]

[Industrial Application]

This design is related with trochoid form inscribed gearing Rota used for an oil pump or a hydraulic motor, and inscribed gearing Rota which has improved the outer rotor, measured carrying out smoothly of rotation in detail, and prevented vibration, the noise, rotation nonuniformity, torque fluctuation, etc.

[Description of the Prior Art]

the time of giving the diameter A of a base circle, *****B, the locus circle diameter C, and eccentricity e in inscribed gearing Rota which used the inner rotor of a trochoid system, as the visual curve-fitting method of inner rotor tooth form is shown in Fig. 2 -- the diameter A top of a base circle -- ***** -- **** rolls without things and the trochoid curve T is obtained as a locus which the fixed point in **** which separated only eccentricity e from the core of the **** draws. The inner tooth curve TC is expressed by the envelope of the radii group of a diameter C (locus circle diameter C) which has a core on the trochoid curve T. When an inner rotor number of teeth is set to n, there is relation of $n=A/B$. The thing with the radii gear tooth 1 as shown in Figs. 3 thru/or 5 is adopted as the outer rotor. Theoretically, the radii gear tooth of this outer rotor is defined when a radial clearance is 0, and when diameter $A=nB$ of a base circle, *****B, and the locus circle diameter C are given, it is obtained with the locus circle diameter C which has a core at the place allotted [top / which made $(A+B)=(n+1)B$ the diameter / circle] $(n+1)$. the circle top to which the radii gear tooth of an outer rotor made b $(n+1)$ the radius when expressed here as locus circle radius $C/[**** radius B/2=b$, and] $2=c$ -- the core of the locus circle radius c -- having $(n+1)$ -- etc. -- it becomes what was allotted and becomes equal to what set the correction term of delta b and delta c of Fig. 3 to 0.

Conventional inscribed gearing Rota constituted combining the outer rotor 2 obtained as mentioned above and the inner rotor 3 of trochoid tooth form In order to make it rotate the inner rotor and outer rotor which geared mutually, By amending with $b+\delta b$ and $c+\delta c$, as the tooth form items $(n+1)$ b and c of the outer rotor in a radial clearance 0 shown in Fig. 3 $(n+1)$ The path clearance (gap) of t shown in Fig. 5 was prepared between the addendum (major diameter) of the inner rotor 3, and the addendum (narrow diameter portion) of an outer rotor 2, and practical use was presented.

[The trouble which a design tends to solve]

In above-mentioned inscribed gearing Rota, in order for an inner rotor to roll the radii gear-tooth top of an outer rotor smoothly, the geometry core and the center of rotation of an inner rotor are in agreement, and the congruous cores must move in the twice many periphery [as the theoretical eccentricity e (refer to the 2nd Fig.)] top of a path. Since an inner rotor is made to rotate in an orientation in fact, the core which corresponded is not moved, but the periphery of a twice as many diameter as e moves by rotation of an outer rotor, but the upper idea will be realized if this is regarded as relative displacement.

However, when the path clearance of t was prepared in inscribed gearing Rota where the outer rotor is a radii gear tooth, the circle of a twice as many diameter as e which an inner rotor core moves did not turn into a perfect circle in response to the effect of t, but, for this reason, there was a problem referred to as rotation of Rota becoming awkward, and producing rotation nonuniformity, or rotation stopping depending on the case, or generating the noise further.

In addition, about correction of a tooth curve, the technique as shown in JP,61-192879,A or JP,61-223283,A is also proposed. However, the actual condition cannot fully inhibit vibration and the noise by the approach shown in official reports, such as this.

This design aims at realizing smooth rotation of inscribed gearing Rota which adopted the radii gear tooth as the outer rotor, and prepared path clearance between the outer and the inner rotor from the field of the mutual-intervention prevention at the time of rotation, in order to abolish problems, such as this.

[Means for Solving the Problem]

This design corrects the tooth curve of an outer rotor to the inner rotor designed based on the inner number of teeth n $(=A/B)$, the diameter A of a base circle, *****B, the locus circle diameter C, and the item eccentricity e Becoming in order to abolish an above-mentioned trouble. Namely, it is thought that the tooth curve of the inner

rotor 3 is a curve of TC of Fig. 2 which set the eccentricity of **** of the path of B, and the locus circle of the path of C to e. Moreover, when the maximum path clearance produced between the addendum of an inner rotor and the addendum of an outer rotor is considered to be t at the time of inner rotor forcing to an outer rotor (at the time of the condition of Fig. 5) The envelope of the inner rotor tooth curve group 5 which carried out B/A rotation and made the inner rotor make so that an inner rotor core may revolve the circle top of the diameter of $(2e+t)$ around the sun 1 round in the tooth curve 4 of the outer rotor 2 shown in Fig. 1 was made to approximate with radii.

it is shown in Fig. 9 in more detail -- as $(2e+t)$ -- when setting to O2 the inner rotor tooth form core of arbitration while moving the core O of a circle and the inner rotor tooth form core of an initial state which are made into a diameter in O1 and a top $(2e+t)$ and setting to theta the angle which O1, O, and O2 make, the tooth form of the inner rotor of the condition of arbitration will carry out theta-B/A rotation to the inner rotor tooth form of an initial state. Let what this angle of rotation theta was continuously changed from 0 degree to 360 degrees, and approximated it as radii are also about the envelope of the tooth curve group of an inner rotor be the tooth form of an outer rotor.

For example, when the number of teeth of an inner rotor is made into $n=4=A/B$ and theta is made into 360 degrees $(2e+t)$ (equivalent [top / diameter] to one rotation in an inner rotor tooth form core), $\text{theta-B/A} = 360^\circ / 4 = 90^\circ$ degrees of inner rotor tooth form will rotate, and it will return to an initial state.

[Function]

If it does in this way, when an inner rotor will move in the tooth flank top of the outer rotor 2 made from the curve 4, the center of rotation will move the line top of the perfect circle of the diameter of $(2e+t)$ to the configuration core list of the inner rotor which corresponds, and rotation of gearing Rota becomes smooth. Induction of the minute vibration is carried out to Rota by the pressure fluctuation of the regurgitation port in a pump house, and by the vibration, vibration of an oil pump and a hydraulic motor and the noise contact and happen, while the gear tooth of an outer and an inner rotor rotates.

Therefore, as an effective plan for controlling this vibration and the noise, it is possible to make pressure fluctuation small.

Since that pressure fluctuation is greatly influenced by the deflection precision of Rota, if it is going to make this fluctuation small, it will become important to raise the deflection precision of Rota.

Although the generating factor of a deflection has two, the deflection of the set resulting from a tooth form design, and the deflection resulting from the manufacture error of an inner ** outer rotor, even if designs differ, if [the deflection resulting from a manufacture error] fixed, the deflection of the set generated on a design will become a problem.

[Example]

Then, the deflection of a set was investigated by the simulation of a computer about three, gearing Rota (example 2 of a comparison) obtained by the approach of JP,61-192879,A mentioned previously, gearing Rota (example 1 of a comparison) obtained by the approach of JP,61-223283,A, and gearing Rota of this design. It is Fig. 6 and Fig. 8 which summarized the result of the plot item having made the same altogether number-of-teeth 4 leaf of Section 5, 30mm of diameters of a base circle, 7.5mm of *****, the locus circle diameter of 20mm, and eccentricity of 4mm, having made carrying out the SHIMYO rate of each plot approach by computer, and having calculated the deflection and addendum gap of an outer/INNA. Fig. 6 is a comparison Fig. of the result. In addition, the deflection of the set as used in the field of here appears as a deflection of an outer rotor outer-diameter side in the gage set location at the upper right of 6th [**] Fig. , when rotating an inner rotor in an orientation.

In the deflection and gap which have big **** on pump characteristics, this application design of excel [to the example 1 of a citation and the example 2 of a citation] is clear so that clearly from Fig. 6 and Fig. 8 .

Next, most deflections by the processing error were made into zero, and vibration of the pump by the difference in a design was compared. Gearing Rota used here is the above-mentioned example of a comparison and this elegance. Fig. 7 expresses the amplitude of measured vibration, (a) is the example 2 of a comparison and (b) is this article. This elegance is [mean amplitude / the peak period amplitude and / of the location which separated from the peak / the example 2 of a comparison] very small so that it may understand from now on. This test result is in agreement with the result of the deflection of the set by the difference in a design method. Therefore, even if compared with the example 1 of a comparison, it is clear that a difference is in effectiveness.

[Effect]

As stated above, since the inner rotor core corrected the tooth curve of an outer rotor and made rotation become smooth so that it may move in the perfect circle top of the diameter of $2e+t$, a halt of rotation resulting from rotation nonuniformity and it, generating of the noise, torque fluctuation, etc. are prevented effectively, and inscribed gearing Rota of this design can be contributed to the improvement in dependability of the oil pump which adopted this Rota, or a hydraulic motor.

Although Rota currently used as an oil pump for engine lubrication changes also with engine specifications, maximum discharge pressures are about two 7 Kgf/cm. The maximum radial clearance (it is equivalent to Fig. 5 t) of Rota used for this pump is about 0.24mm with the industrial base, as shown by a certain pump-performance

data, shown in Fig. 10. On the other hand, typical application is not lubricous, in a pump required in order to operate a machine, if an example is given, a maximum discharge pressure will become about two 70 Kgf/cm, and the maximum radial clearance of Rota will become about 0.06mm with the industrial base. In order to secure the 0.06mm of this maximum radial clearance, the approach of making the amount of fluctuation of a clearance small in design besides the industrial-engineering side which raises the tooth form precision of Rota is required. Then, it became usable by the amount of clearance fluctuation being also small in this application design, although the amount of clearance fluctuation is large in design and practical use was not presented, as the tooth form obtained by the approach of JP,61-192879,A (example 2 of a comparison) mentioned previously and JP,61-223283,A (example 1 of a comparison) showed to Fig. 6 , and using this application design also in a high-pressure field not only the very low voltage field for the existing engine lubrication but newly.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIP are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

The front view showing an example of the outer rotor of inscribed gearing Rota which Fig. 1 requires for this design, and Fig. 2 are drawings showing the item value of an inner rotor, and Fig. 2 T is the locus of the core of the circle of the path C which moves in the tooth flank top of an inner rotor. X of this drawing expresses an axis of abscissa, and Y expresses an axis of ordinate. A front view when the front view of the conventional outer rotor which combines Fig. 3 with the inner rotor of Fig. 2, and Fig. 4 make path clearance between both Rota zero for the inner rotor which set the value of b of Fig. 2 and c to $b=B/2$ $c=C/2$, that is, made it $\Delta b = \Delta c = 0$ combining an outer rotor, and Fig. 5 are front views of conventional Rota which prepared path clearance between inner **** outer rotors. Moreover, 6 of Figs. 4 and 5 and 7 show the inhalation port and regurgitation port which are established in the housing side of a pump or a hydraulic motor.

Moreover, drawing where Fig. 6 compared the deflection of this elegance and the set on the design of the example of a comparison, and Fig. 7 are graphs which show the example 2 of a comparison, and the vibration measurement result of this elegance. Fig. 8 is drawing which compared the addendum gap on the design of this design and the example of a comparison.

When only theta rotates an inner rotor in drawing the envelope of an inner rotor tooth curve group in Fig. 1, an addendum phase Fig. 9

$$\theta = \frac{B}{A}$$

The physical relationship to rotate is shown.

Fig. 10 shows the relation between the addendum gap (chip path clearance) in a trochoid mold internal gear pump, and volume efficiency.

- 1 Radii gear tooth
- 2 Outer rotor
- 3 Inner rotor
- 4 Tooth curve of an outer rotor
- 5 Tooth curve group when rotating an inner rotor.

[Translation done.]

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 実用新案公報 (Y 2)

(11)実用新案出願公告番号

実公平6-39109

(24) (44)公告日 平成 6 年(1994)10月12日

(51)Int.Cl.⁵

F 0 4 C 2/10

識別記号

3 2 1 A

庁内整理番号

8311-3H

F I

技術表示箇所

(全 6 頁)

(21)出願番号 実願昭62-19115
(22)出願日 昭和62年(1987) 2 月10日
(65)公開番号 実開昭63-126568
(43)公開日 昭和63年(1988) 8 月18日

審査前置に係属中

(71)出願人 999999999
住友電気工業株式会社
大阪府大阪市中央区北浜 4 丁目 5 番33号
(72)考案者 杉本 葵
兵庫県伊丹市昆陽北 1 丁目 1 番 1 号 住友
電気工業株式会社伊丹製作所内
(74)代理人 弁理士 佐野 健一郎 (外 2 名)

審査官 柳田 利夫

(56)参考文献 特開 昭61-223283 (J P, A)
特開 昭61-192879 (J P, A)

(54)【考案の名称】 内接歯車ロータ

1

【実用新案登録請求の範囲】

【請求項 1】 インナーロータが、基礎円径 A、転円径 B、軌跡円径 C、偏心量 e なる諸元に基づいて設計されるポンプ又はモータ用のトロコイド形内接歯車ロータにおいて、アウターロータの歯形曲線を、アウターロータに対するインナーロータ押し付け時の両ロータの歯先間最大間隙を t としたとき、 $(2e + t)$ の直径の円上をインナーロータ中心が 1 周するようにインナーロータを B/A 回転して作らせたインナーロータ歯形曲線群の包絡線を円弧をもって近似したことを特徴とする内接歯車ロータ。

【考案の詳細な説明】

【産業上の利用分野】

この考案は、オイルポンプ又は油圧モータに用いられるトロコイド形内接歯車ロータ、詳しくは、アウターロー

2

タを改善して回転の円滑化を計り、振動、騒音、回転ムラ、トルク変動等を防止した内接歯車ロータに関する。

【従来の技術】

トロコイド系のインナーロータを使用した内接歯車ロータにおいて、インナーロータ歯形の作図法は、第 2 図に示されるように、基礎円径 A、転円径 B、軌跡円径 C、偏心量 e を与えたとき、基礎円径 A 上を滑ることなく転円が転がり、その転円の中心から偏心量 e だけ離れた転円内の固定点が描く軌跡としてトロコイド曲線 T が得られる。そのトロコイド曲線 T 上に中心を有する直径 C (軌跡円径 C) の円弧群の包絡線によってインナー歯形曲線 TC が表される。インナーロータ歯数を n とすると、 $n = A/B$ の関係がある。アウターロータには、第 3 図乃至第 5 図に示すような円弧歯 1 をもつものが採用されている。このアウターロータの円弧歯は理論的には歯先隙

間が0のときに定義され、基礎円径 $A = nB$ 、転円径 B 、軌跡円径 C が与えられたとき、 $(A+B) = (n+1)B$ を直径とした円上を $(n+1)$ 等配したところに中心を有する軌跡円径 C によって得られる。ここで転円半径 $B/2 = b$ 、軌跡円半径 $C/2 = c$ として表すと、アウターロータの円弧歯は、 $(n+1)b$ を半径とした円上に軌跡円半径 c の中心を有し $(n+1)$ に等配したものとなり、第3図の Δb 、 Δc の補正項を0としたものに等しくなる。

上述のようにして得られたアウターロータ2と、トロコイド歯形のインナーロータ3とを組み合わせて構成される従来の内接歯車ロータは、互いに噛み合ったインナーロータ及びアウターロータを回転し得るようにするため、歯先隙間0におけるアウターロータの歯形諸元 $(n+1)b$ 、 c を第3図が示すごとく $(n+1)b + \Delta b$ 、 $c + \Delta c$ と補正することにより、インナーロータ3の歯先(大径部)とアウターロータ2の歯先(小径部)との間に第5図に示す t のクリアランス(間隙)を設けて実用に供されていた。

〔考案が解決しようとする問題点〕

上述の内接歯車ロータにおいて、インナーロータがアウターロータの円弧歯上を円滑に回転するためには、インナーロータの形状寸法中心と回転中心とが一致し、かつ、その一致した中心が理論偏心量 e (第2図参照)の2倍の径の円周上を移動しなければならない。実際にはインナーロータが定位置で回転せしめられるので前述の一致した中心は動かず、アウターロータの回転により e の2倍の径の円周が動くが、これを相対移動と見れば、上の考えが成り立つ。

ところが、アウターロータが円弧歯になっている内接歯車ロータに t のクリアランスを設けると、インナーロータ中心の移動する e の2倍の径の円が t の影響を受けて真円にならず、このため、ロータの回転がきこなくなったり、場合によっては回転が停止したり、さらには、騒音を発生したりすると云う問題があった。

なお、歯形曲線の修正に関しては、特開昭61-192879号公報や特開昭61-223283号公報に示すような技術も提案されている。しかし、これ等の公報に示される方法でも振動、騒音を十分に抑止しきれていないのが実情である。

この考案は、これ等の問題を無くすために、アウターロータに円弧歯を採用し、かつ、回転時の相互干渉防止の面からアウター及びインナーロータ間にクリアランスを設けた内接歯車ロータの円滑な回転を実現することを目的としている。

〔問題点を解決するための手段〕

この考案は、上述の問題点を無くすためインナー歯数 n ($=A/B$)、基礎円径 A 、転円径 B 、軌跡円径 C 、偏心量 e なる諸元に基づいて設計されたインナーロータに対

して、アウターロータの歯形曲線を修正する。即ち、インナーロータ3の歯形曲線が、 B の径の転円と C の径の軌跡円との偏心量を e に定めた第2図のTCの曲線であると考え、また、アウターロータに対するインナーロータ押し付け時(第5図の状態のとき)にインナーロータの歯先とアウターロータの歯先間に生じる最大クリアランスを t と考えたときに、第1図に示すアウターロータ2の歯形曲線4を、 $(2e+t)$ の直径の円上をインナーロータ中心が1周公転するようにインナーロータを B/A 回転させて作らせたインナーロータ歯形曲線群5の包絡線を円弧で近似させたのである。

より詳しくは、第9図に示すように $(2e+t)$ を直径とする円の中心 O と初期状態のインナーロータ歯形中心を O_1 、 $(2e+t)$ 上を移動中の任意のインナーロータ歯形中心を O_2 とし、 O_1 、 O 、 O_2 のなす角を θ とすると、任意の状態のインナーロータの歯形は初期状態のインナーロータ歯形に対して、 $\theta \cdot B/A$ 回転することになる。この回転角度 θ を 0° から 360° まで連続的に変化させてインナーロータの歯形曲線群の包絡線を円弧でもって近似したものをアウターロータの歯形とする。

例えば、インナーロータの歯数を $n = 4 = A/B$ とし、 θ を 360° ($(2e+t)$ の直径上をインナーロータ歯形中心を1回転に相当)とすると、インナーロータ歯形は $\theta \cdot B/A = 360^\circ \times 1/4 = 90^\circ$ 回転することになり初期状態に戻ることになる。

〔作用〕

このようにすると、インナーロータが曲線4で作られたアウターロータ2の歯面上を移動するときに、位置の一致しているインナーロータの形状中心並びに回転中心が $(2e+t)$ の直径の真円の線上を移動することになり、歯車ロータの回転が円滑になる。

オイルポンプや油圧モータの振動、騒音は、ポンプ室内吐出ポートの圧力変動によりロータに微小振動が誘起され、その振動でアウター、インナーロータの歯が回転中に接触して起こる。

従って、この振動、騒音を抑制するための有効な策としては、圧力変動を小さくすることが考えられる。

その圧力変動は、ロータの振れ精度に大きく左右されるので、この変動を小さくしようとするならロータの振れ精度を高めることが重要になる。

振れの発生要因は、歯形設計に起因するセットの振れと、インナー、アウターロータの製造誤差に起因する振れの2つがあるが、製造誤差に起因する振れは設計が異なっても一定とすると、設計上発生するセットの振れが問題になる。

〔実施例〕

そこで、先に挙げた特開昭61-192879号公報の方法で得られる歯車ロータ(比較例2)、特開昭61-223283号公報の方法で得られる歯車ロータ(比較例1)及び本考案の歯車ロータの3つについてセットの振れをコンピュー

10

20

30

40

50

ターのシミュレーションによって調べた。作図諸元は、歯数4葉5節、基礎円径30mm、転円径7.5mm、軌跡円径20mm、偏心量4mmをすべて同一とし、それぞれの作図方法をコンピューターでシミュレートさせ、アウター／インナーの振れと歯先間隙を計算した結果をまとめたものが第6図と第8図である。第6図はその結果の比較図である。なお、ここで云うセットの振れは、インナーロータを定位置で回転させたとき、アウターロータ外縁面の振れとして第6図右上のゲージセット位置に現われるものである。

第6図と第8図から明らかなように、ポンプ特性に大きな影響を持つ振れと間隙において、本願考案は、引用例1、引用例2に対して優れていることは明らかである。次に、加工誤差による振れを殆ど零にして設計の違いによるポンプの振動を比較した。ここで使用した歯車ロータは、前述の比較例と本考案品である。第7図は測定した振動の振幅を表わすもので、(a)が比較例2、(b)が本考案品である。これから判るように、本考案品はピーク時振幅、ピークを外れた位置の平均振幅とも比較例2に比べて非常に小さい。この試験結果は、設計法の違いによるセットの振れの結果と一致している。従って、比較例1と比べても効果に差があることは明白である。

〔効果〕

以上述べたように、この考案の内接歯車ロータは、インナーロータ中心が、 $2e+t$ の直径の真円上を移動するように、アウターロータの歯形曲線を修正して回転を円滑にならしめたので、回転ムラ及びそれに起因した回転の停止、騒音の発生、トルク変動等が効果的に防止され、かかるロータを採用したオイルポンプ或いは油圧モータの信頼性向上に寄与できる。

エンジン潤滑用オイルポンプとして使用されているロータは、エンジンの仕様によっても異なるが最大吐出圧力が7Kgf/cm²程である。このポンプに使用されるロータの最大歯先隙間(第5図のtに相当する)は第10図に示すあるポンプ性能データで示されるように工業ベースでは0.24mm程である。これに対して主用途が潤滑ではなく機械を作動させる為に必要なポンプでは、一例を挙げると最大吐出圧力は70Kgf/cm²程となり、ロータの最大歯先隙間は工業ベースで0.06mm程となる。この最大歯先隙間0.06mmを確保するためには、ロータの歯形精度を向上さ

せる生産技術面の他に設計的に隙間の変動量を小さくする方法が必要である。そこで、先に挙げた特開昭61-192879号公報(比較例2)、特開昭61-223283号公報(比較例1)の方法で得られた歯形では、第6図に示すように設計的に隙間変動量が大きく実用に供しなかったが、本願考案では隙間変動量も小さく、既存のエンジン潤滑用の非常に低圧な領域のみならず新しく高圧領域でも本願考案を使用することで実用可能となった。

〔図面の簡単な説明〕

- 10 第1図は、この考案に係る内接歯車ロータのアウターロータの一例を示す正面図、第2図はインナーロータの諸元値を表わす図であり、第2図のTは、インナーロータの歯面上を移動する径Cの円の中心の軌跡である。同図のXは横軸、Yは縦軸を表わす。第3図は第2図のインナーロータと組合せる従来のアウターロータの正面図、第4図は第2図のb、cの値を $b=B/2$ 、 $c=C/2$ に定めた、つまり、 $\Delta b=\Delta c=0$ にしたインナーロータをアウターロータと組合わせて両ロータ間のクリアランスを零にしたときの正面図、第5図は、インナー及びアウターロータ間にクリアランスを設けた従来のロータの正面図である。また、第4図及び第5図の6、7はポンプ又は油圧モータのハウジング側に設けられる吸入ポートと吐出ポートを示している。

また、第6図は本考案品と比較例の設計上のセットの振れを比較した図、第7図は比較例2と本考案品の振動測定結果を示すグラフである。第8図は本考案と比較例の設計上の歯先間隙を比較した図である。

第9図は、第1図においてインナーロータ歯形曲線群の包絡線を描くに当たり、インナーロータを θ だけ回転させた時、歯先位相が

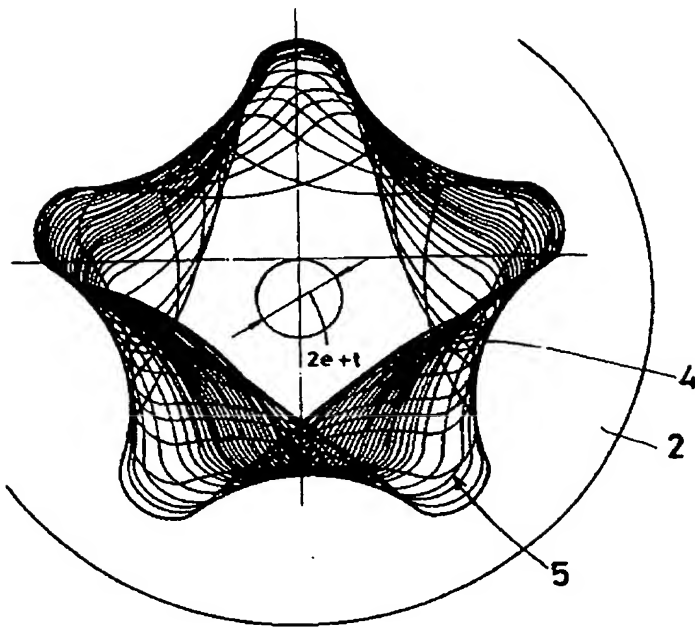
$$\theta = \frac{B}{A}$$

回転する位置関係を示す。

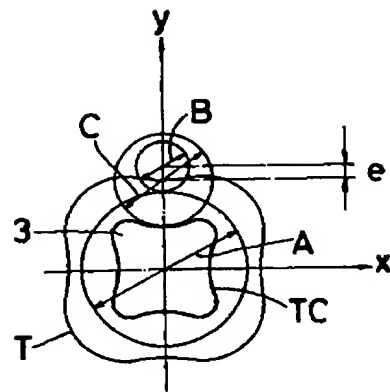
第10図は、トロコイド型内接歯車ポンプにおける歯先間隙(チップクリアランス)と容積効率の関係を示す。

- 1 ……円弧歯
2 ……アウターロータ
3 ……インナーロータ
4 ……アウターロータの歯形曲線
5 ……インナーロータを回転させたときの歯形曲線群。

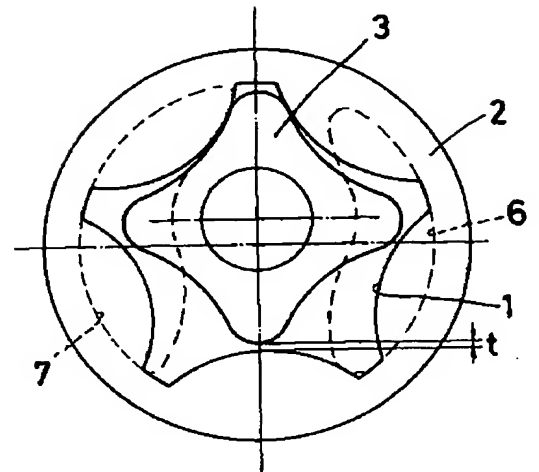
【第1図】



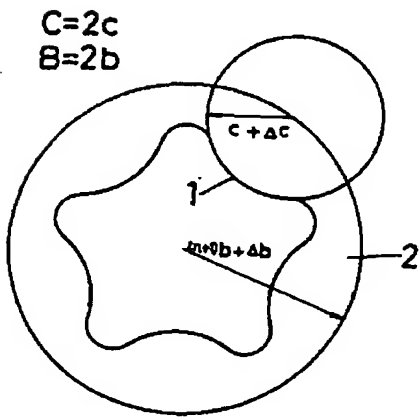
【第2図】



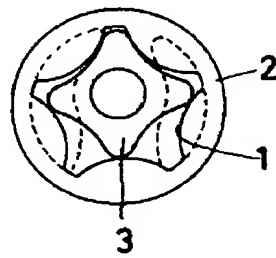
【第5図】



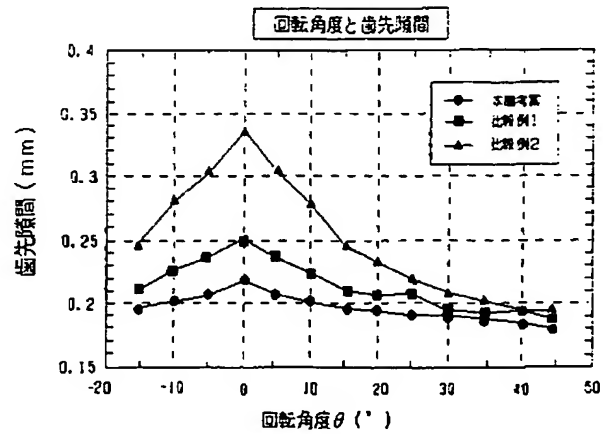
【第3図】



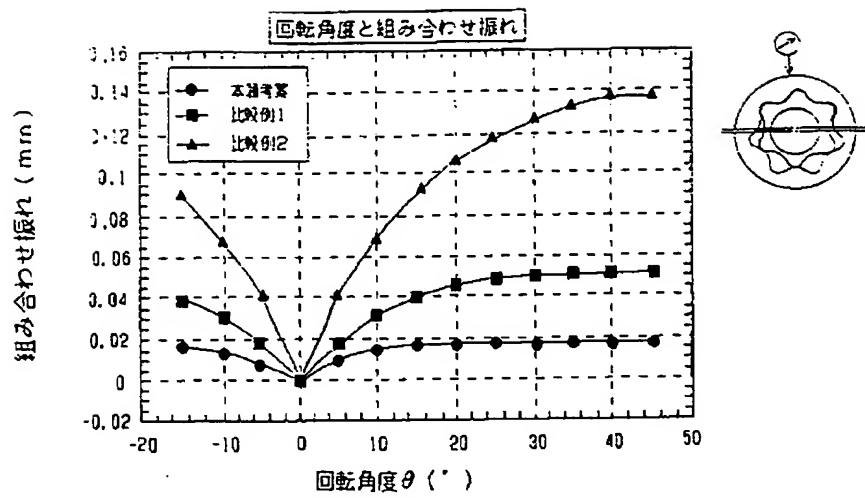
【第4図】



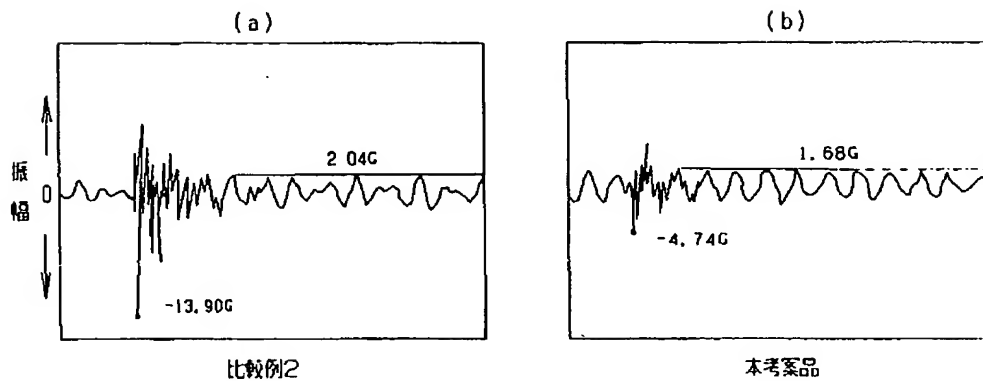
【第8図】



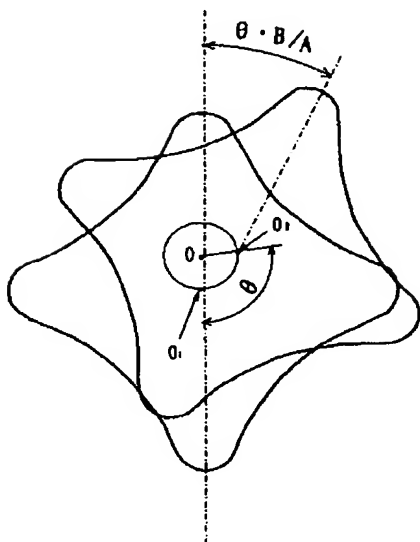
【第6図】



【第7図】



【第9図】



【第10図】

